

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-289315
 (43)Date of publication of application : 19.10.2001

(51)Int.CI. F16H 61/00
 F16H 3/44
 F16H 37/02
 F16H 37/06

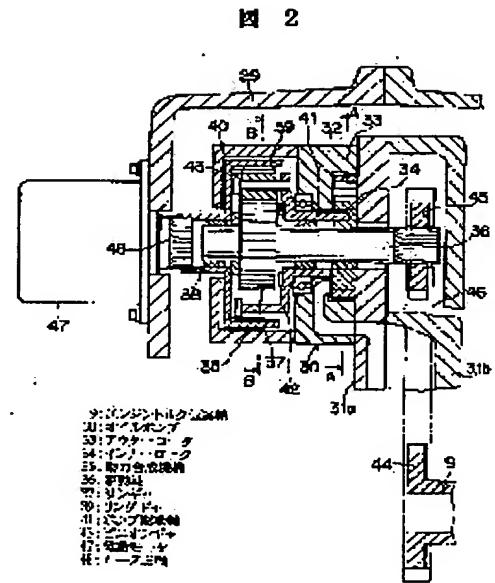
(21)Application number : 2000-103549 (71)Applicant : FUJI HEAVY IND LTD
 (22)Date of filing : 05.04.2000 (72)Inventor : OGAWA HIROSHI

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION FOR AUTOMOBILE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce idling and stop idling using one oil pump to surely operate an automatic transmission even when viscosity of hydraulic fluid is high.

SOLUTION: This automatic transmission has the oil pump 30 supplying hydraulic fluid to a gear shift element constituting the automatic transmission shifting the rotation of a crankshaft of an engine to transmit it to a drive wheel and a planetary gear mechanism as a power synthetic mechanism 35. The planetary gear mechanism has a sun gear 37 provided on a drive shaft 36 driven by the engine and a ring gear 39 driven by an electric motor 47, and a carrier 42 provided with a pinion gear 43 meshing with the sun gear 37 and the ring gear 39 is connected to a pump drive shaft 41 connected to the oil pump 30. Consequently, the oil pump 30 is driven by engine power and motor power.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C) 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] In the automatic gear for automobiles which has the automatic transmission which changes gears and transmits rotation of an engine crankshaft to a driving wheel. The oil pump which supplies hydraulic oil to the gear change element which constitutes said automatic transmission. It has the power composition device which compounds the power of the engine-torque transfer shaft driven with said engine, and the power of the motor main shaft driven with an electric motor, and is transmitted to said oil pump. The automatic gear for automobiles characterized by making it drive said oil pump with engine power and motor power.

[Claim 2] In the automatic gear for automobiles according to claim 1 said power composition device A sun gear, It is the single pinion planetary-gear train which has the carrier supported for the pinion gear which gears to this, the ring wheel arranged at this alignment, and said sun gear and said ring wheel, enabling free rotation. Said carrier is connected with a pump drive shaft, either of said ring wheels and said sun gears is connected with said engine-torque transfer shaft, and it is the automatic gear for automobiles characterized by connecting another side with said motor main shaft either.

[Claim 3] In the automatic gear for automobiles according to claim 1 said power composition device A sun gear, It is the double pinion planetary-gear train which has the carrier which supports the 2nd pinion gear which gears to the 1st pinion gear which gears to the ring wheel concerned, and said sun gear and said 1st pinion gear respectively free [rotation]. [this, the ring wheel arranged at this alignment, and] Said ring wheel is connected with said pump drive shaft, either of said carriers and said sun gears is connected with said engine-torque transfer shaft, and it is the automatic gear for automobiles characterized by connecting another side with said motor main shaft either.

[Claim 4] The automatic gear for automobiles characterized by having the one-way clutch which prevents the inversion of said motor main shaft in the automatic gear for automobiles given in any 1 term of claims 1-3.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. *** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the automatic gear for automobiles which has an oil pump for operating the gear change element of an automatic transmission.

[0002]

[Description of the Prior Art] As an automatic gear for automobiles, there are a multistage type automatic transmission which has an epicyclic gear device, i.e., a planetary-gear train, and a belt type infinitely variable device (CVT) in which automatic gear change actuation is performed on a stepless story using a belt, and he is trying to drive with the oil pressure which generates the gear change element which constitutes a change gear also in which automatic transmission by the oil pump, and an oil pump is directly linked with an engine crankshaft, and is driven with an engine.

[0003] Driving torque T_p of an oil pump (1) shown below It is expressed with a formula, and the small thing of driving torque T_p for which a part of engine torque is consumed is desirable in order to be beneficial.

[0004] $T_p = V_{th} - P / (2\pi i) / \eta_{am}$ -- (1) However, η_{am} is a pump mechanical efficiency, V_{th} is the discharge quantity per rotation of a pump, and P is a discharge pressure.

[0005] It is desirable to link an oil pump with an engine directly and to drive it, when simplifying a device, but since an oil pump will carry out the regurgitation of the oil quantity of the more than which an automatic transmission needs especially in a high rotation region, power loss occurs in a high rotation region.

[0006] On the other hand, the consumption power L by the oil pump is (2) shown below. It is expressed with a formula.

[0007] $L = P - Q$ -- (2) However, P is a discharge pressure and Q is the discharge quantity per unit time amount.

[0008] since the consumption power L of a pump serve as engine power loss, the following techniques be propose, in order that it may always tackle as a technical technical problem also in any of a multistage type automatic transmission and a belt type nonstep variable speed gear and attain small capacity-ization of a pump in order to control or to raise the drive effectiveness of a pump so that actuation oil pressure may be make into the minimum may reduce power loss of an oil pump conventionally.

[0009] For example, the example 1 (JP,3-213772,A) of precedence is indicating the hydraulic control of CVT which established two regurgitation ports in the oil pump, and when rotation of an engine is high, he is trying to reduce power loss of the pump in a high rotation region, as it makes the hydraulic oil from regurgitation port of one of the two flow back in an inhalation port.

[0010] In order that the example 2 (JP,10-331677,A) of precedence may realize CVT corresponding to the idle stop function, the automatic gear which has two oil pumps of an engine drive pump and a motor drive pump is indicated, it connects with a line pressure circuit through a check valve, respectively, and the delivery of these two oil pumps enables it to perform alternatively a change with an engine drive pump and a motor drive pump.

[0011] Example 3 (JP,10-89445,A) of precedence By indicating the multistage type automatic transmission it was made to drive an oil pump with an electric motor, and making the actuation engine

speed of a pump unrelated to an engine speed, the power loss which generates a pump by driving by high rotation is canceled, and it can further respond also to an idle stop.

[0012]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] 1. If it is in low idle-ized recent years, in order to improve fuel consumption further, when having stopped at the waiting for a signal etc., the attempt which is going to lower the rotational frequency of an idling is advancing. In order to secure the function of an automatic transmission, it will be necessary to make the capacity of an oil pump increase, in order to lower the minimum engine speed at the time of an idling. In this case, it is necessary to correspond to low idle-ization, discharging volume is made to increase, when engine rotation is high, the amount of [of discharge quantity] surplus increases, and power loss is made to increase with the technique of the example 1 of precedence.

[0013] Since only an engine drive pump operates during engine actuation also in the case of the example 2 of precedence, the capacity of an engine drive pump is made to increase to low idle-ization, and if it is ****, ** and the power loss at the time of high rotation will increase too.

[0014] 2. In order to control the fuel consumption at the time of an idle stop-ized car halt at the time of a car halt, suspending engine rotation alternatively is performed partly.

[0015] Since in the case of the example 1 of precedence actuation of a hydraulic line was also stopped, hydraulic oil leaked from the oil hydraulic cylinder of each part during the halt and hydraulic oil has slipped out of the hydraulic line with the drain by gravity if engine rotation stops, oil pressure stops being stabilized by fixed time amount immediately after engine starting. For this reason, although for a signal to change and to be able to depart immediately will be demanded for example, if an idle stop is carried out by the waiting for a signal, such a time lag is not desirable to rapid start.

[0016] 3. Like the example 3 of trouble precedence in the case of applying an electric rotary pump to an automatic transmission, when using the hydraulic power unit of an automatic transmission only as a motor drive pump, the starting dependability of a motor is required. The viscosity of hydraulic oil is remarkably high, and if there is not sufficient generating torque for an electric motor, it becomes impossible because, for an automobile to start an oil pump in such an environment, although to be able to run also in a very-low-temperature environment -30 degrees C or less is demanded. Using the electric motor of high torque will raise cost, while causing weight increase.

[0017] The purpose of this invention attains the reduction in an idle, and idle stop-ization using one oil pump, and also when the viscosity of hydraulic oil is high, it is to enable it to operate an automatic transmission certainly.

[0018]

[Means for Solving the Problem] In the automatic gear for automobiles which has the automatic transmission with which the automatic gear for automobiles of this invention changes gears, and transmits rotation of an engine crankshaft to a driving wheel The oil pump which supplies hydraulic oil to the gear change element which constitutes said automatic transmission, It has the power composition device which compounds the power of the engine-torque transfer shaft driven with said engine, and the power of the motor main shaft driven with an electric motor, and is transmitted to said oil pump. It is characterized by making it drive said oil pump with engine power and motor power.

[0019] Said power composition device is the single pinion planetary-gear train which has the carrier supported for the pinion gear which gears to a sun gear, this and the ring wheel arranged at this alignment, and said sun gear and said ring wheel, enabling free rotation, and the automatic gear for automobiles of this invention is characterized by having connected said carrier with the pump drive shaft, having connected either of said ring wheels and said sun gears with said engine-torque transfer shaft, and connecting any or another side with said motor main shaft.

[0020] Said power composition device the automatic gear for automobiles of this invention A sun gear, It is the double pinion planetary-gear train which has the carrier which supports the 2nd pinion gear which gears to the 1st pinion gear which gears to the ring wheel concerned, and said sun gear and said 1st pinion gear respectively free [rotation]. [this, the ring wheel arranged at this alignment, and] It is characterized by having connected said ring wheel with said pump drive shaft, having connected either of said carriers and said sun gears with said engine-torque transfer shaft, and connecting any or another side with said motor main shaft.

[0021] The automatic gear for automobiles of this invention is characterized by having the one-way

clutch which prevents the inversion of said motor main shaft.

[0022]

[Embodiment of the Invention] H reafter, the gestalt of operation of this invention is explained to a detail based on a drawing.

[0023] Drawing 1 is the skeleton Fig. showing the drive system which has the automatic gear for automobile which is the gestalt of 1 operation of this invention, and the belt type nonstep variable speed gear (CVT) is used as an automatic transmission. As shown in Drawing 1, rotation of the crankshaft 1 driven with an engine (illustration abbreviation) is transmitted to a nonstep variable speed gear 4 through the torque converter 2 and the pre-go-astern switching unit 3 as start equipment.

[0024] The torque converter 2 has the lock-up clutch 5, and the lock-up clutch 5 is connected with the turbine shaft 6. The one side of the lock-up clutch 5 is supply room, i.e., applying room, 7a, the other side will be open room, i.e., release room, 7b, and a torque converter 2 will be in an operating state by circulating the oil pressure supplied in release room 7b through applying room 7a.

[0025] The crankshaft 1 is directly linked with the casing 8 of a torque converter 2, the engine-torque transfer shaft 9 is fixed to this casing 8, and this engine-torque transfer shaft 9 is directly linked with the crankshaft 1 through casing 8.

[0026] The clutch 11 for advance for the pre-go-astern switching unit 3 to transmit rotation of the turbine shaft 6 which is an output shaft of a torque converter 2 in the forward direction to a nonstep variable speed gear 4. If it has the brake 12 for retreat for transmitting to hard flow, oil pressure is supplied to clutch oil sac 11a and the clutch 11 for advance is made into a connection condition. Rotation of a turbine shaft 6 is transmitted to a nonstep variable speed gear 4 in the forward direction, and if it supplies oil pressure to brake oil sac 12a and the brake 12 for retreat is made into a connection condition, it will be slowed down and transmitted to hard flow.

[0027] The nonstep variable speed gear 4 has, the output shaft 14, i.e., the secondary shaft, the input shaft 13, i.e., the primary shaft, connected with the pre-go-astern switching unit 3, which became parallel to this. The primary pulley 15 is formed in the primary shaft 13, and the primary pulley 15 has fast pulley 15a fixed to the primary shaft 13, and movable pulley 15b with which counter this and the primary shaft 13 is equipped for shaft orientations by a ball spline etc., enabling free sliding, and it serves as adjustable, the cone spacing, i.e., the pulley flute width, of a pulley. The secondary pulley 16 is formed in the secondary shaft 14, the secondary pulley 16 has movable pulley 15b and movable pulley 16b with which shaft orientations are equipped free [sliding] similarly at the secondary shaft 14 by countering fast pulley 16a fixed to the secondary shaft 14, and this, and the flute width of a pulley serves as adjustable.

[0028] It is built over the belt 17 between the primary pulley 15 and the secondary pulley 16, and the flute width of both pulleys 15 and 16 is changed, and by [which receive each pulley 15 and 16] twisting and changing the ratio of a path, rotation of the primary shaft 13 will change gears to a stepless story, and will be transmitted to the secondary shaft 14.

[0029] Rotation of the secondary shaft 14 is transmitted to Wheels 19a and 19b through the gear train which has a reduction gear and differential equipment 18, in the case of a front drive vehicle, Wheels 19a and 19b become with a front wheel, and, in the case of a four-wheel drive car, an extension device is established between differential equipment 18 and a rear wheel.

[0030] In order to change the flute width of the primary pulley 15, the plunger 21 which has a body and the disk section is fixed to the primary shaft 13, the primary cylinder 22 which contacts the peripheral face of this plunger 21 free [sliding] is being fixed to movable pulley 15b, and the drive oil sac 23 is formed between a plunger 21 and movable pulley 15b.

[0031] In order to change the flute width of the secondary pulley 16, the plunger 26 which has a taper-like body is fixed to the secondary shaft 14, the secondary cylinder 27 which contacts the peripheral face of this plunger 26 free [sliding] is being fixed to movable pulley 16b, and the drive oil sac 28 is formed between a plunger 26 and movable pulley 16b.

[0032] The pre-go-astern switching unit 3 and the nonstep variable speed gear 4 are incorporated in the gearbox casing 29, and in order to supply hydraulic oil to the gear changing element which is prepared in the drive oil sacs 23 and 28 established in the nonstep variable speed gear 4, or the pre-go-astern switching unit 3, and operates with oil pressure, such as clutch oil sac 11a and brake oil sac 12a, the oil pump 30 is formed.

[0033] Drawing 2 is the sectional view expanding and showing the important section of drawing 1, drawing 3 is the sectional view showing the oil pump 30 seen from the direction which meets the A-A line in drawing 2, and the oil pump 30 has the pump body 32 attached in rear-cover 31a fixed to the gearbox casing 29. This oil pump 30 is a trochoid pump, in the pump body 32, as shown in drawing 3, an outer rotor 33 and the inner rotor 34 carry out eccentricity mutually, it is equipped respectively free [rotation], inner gear 33a is prepared in an outer rotor 33, and outer gear 34a is prepared at the inner rotor 34.

[0034] The power composition device 35 is formed in the pump body 32, and the power composition device 35 is incorporated in the gear housing 40 attached in the pump body 32. This power composition device 35 has, the internal gear 39, i.e., the ring wheel, the sun gear 37, i.e., the sun gear, prepared in the 1st driving shaft 36, which has been concentrically arranged with this and was prepared in the 2nd driving shaft 38 in the air, and the carrier 42 formed in the pump drive shaft 41 in the air with which the outside of the 1st driving shaft 36 was equipped free [rotation] is equipped with two or more pinion gears 43 which gear to a sun gear 37 and a ring wheel 39 free [rotation]. This pump drive shaft 41 is connected with the inner rotor 34 which is the mechanical component of an oil pump 30.

[0035] Drawing 4 is the skeleton Fig. showing the power composition device 35 seen from the direction in which the B-B line in drawing 2 is met, and the power composition device 35 which a pinion gear 43 gears to a sun gear 37 and a ring wheel 39, respectively, and is shown in drawing 2 is the epicyclic gear device of a single pinion planetary-gear train, i.e., a single pinion type.

[0036] As shown in drawing 1, the follower side sprocket 45 and the driving-side sprocket 44 which the engine-torque transfer shaft 9 is directly linked with the crankshaft 1 through the casing 8 of a torque converter 2, and the driving-side sprocket 44 was fixed to this engine-torque transfer shaft 9, and were fixed to the 1st driving shaft 36 are equipped with the chain 46, and the 1st driving shaft 36 is driven with an engine. These sprockets 44 and 45 and chains 46 are covered with front-cover 31b fixed to rear-cover 31a.

[0037] As shown in drawing 2, an electric motor 47 is attached in a gearbox casing 29, the motor main shaft 48 of this electric motor 47 is directly linked with the 2nd driving shaft 38, and the pump drive shaft 41 with which the carrier 42 was formed is connected with the inner rotor 34 as a pump mechanical component of an oil pump 30.

[0038] Thereby, a sun gear 37 is connected with an engine through the 1st driving shaft 36, a ring wheel 39 is connected with the motor main shaft 48 through the 2nd driving shaft 38, engine power and motor power are compounded by the power composition device 35, and an oil pump 30 is transmitted to the inner rotor 34 as a pump mechanical component. However, a sun gear 37 is driven with an electric motor 47, and you may make it drive a ring wheel 39 with an engine.

[0039] Drawing 5 is the block diagram showing the control unit 50 for controlling rotation of an electric motor 47, it has the target motor rotation setting section 51, Motor Driver 52 which performs motorised according to desired value, and the fail detecting element 53, and feedback control of the number of motor rotations is carried out to Motor Driver 52 based on the signal of the rotation sensor 54 attached in the electric motor 47.

[0040] In order to determine a target motor rotational frequency, the throttle opening signal 55, an engine speed signal 56, a vehicle speed signal 57, the range switch signal 58, the brake switch signal 59, and the oil-temperature signal 60 of hydraulic oil are sent to the target motor rotation setting section 51, respectively.

[0041] The engine coordination signal 61 and the change gear coordination signal 62 are sent to the target motor rotation setting section 51, or the bidirectional signal line for receiving is connected to it. The engine coordination signal 61 receives the idle stop preliminary announcement signal from an engine, or sends out an idle stop inhibiting signal conversely at the time of a motor fail. The change gear coordination signal 62 receives for example, a pump rotation rise demand, or sends out a fail signal and makes a change of a lock-up schedule or gear change Rhine make to a change gear.

[0042] Generally the rate relational expression of a single planetary-gear train is following (3). It is expressed with a formula and is pump engine-speed omega c. Engine-speed omegas Motor engine-speed omega r It becomes the sum.

[0043] $\omega_r = \omega_c + \omega_s$ and $\omega_s = \omega_c \times (Z_r + Z_s) / (Z_r + Z_s)$ -- (3) However, Z_r It is the number of teeth of a ring wheel, and is Z_s . It is the number of teeth of a sun gear.

[0044] Drawing 6 is (3). If it is the characteristic ray Fig. which diagramed the relation of a formula and is shown in this drawing, it is engine-speed omegas. It is motor rotational frequency omega r to an axis of abscissa at certain conditions. Pump rotational frequency omegac is shown on the axis of ordinate. Motor rotational frequency omega r Pump rotational frequency [when being 0] omega c $[Z_s/(Z_r+Z_s)]$ and omegas It becomes and an oil pump 30 will be driven at the rotational frequency slowed down to the engine speed. Motor engine-speed omga r It is made to go up and is engine-speed omegas. If in agreement, it is pump engine-speed omega c. Engine-speed omegas It becomes the same and is motor engine-speed omega r further. If it is made to go up, it is engine-speed omegas. A pump can be driven at the exceeded engine speed.

[0045] Therefore, if it is in the automatic gear to illustrate, also when an engine is low rotation, the flow rate of required hydraulic oil can be secured by raising rotation of an electric motor 47. Especially, an oil pump 30 can be driven with an electric motor 47 also in an engine shutdown.

[0046] On the contrary, if rotation of an electric motor 47 is made low, since the rotational frequency of an oil pump 30 will decrease, power loss can be reduced. An electric motor 47 is reversed to make the rotational frequency of an oil pump still lower. Since an electric motor 47 will absorb a part of engine torque, if a regeneration circuit is connected to an electric motor 47, in an inversion, although used as electrical energy, it can do, and the rotational frequency of an oil pump 30 can be efficiently controlled in it.

[0047] Since an oil pump can be driven by engine rotation even when an electric motor 47 is starting impossible, the dependability of an automatic gear can be raised.

[0048] Since it can do [driving a pump only with an engine, or] even if a motor will be in a slip condition by an open circuit, driver circuit breakage, etc. of a coil if a motor with a brake, i.e., electromagnet-type the motor with a mechanical brake which locks rotation of a motor at the time of un-energizing, is especially used as an electric motor 47, the dependability of an automatic gear can be raised.

[0049] Furthermore, since the planetary-gear train was used as a power composition device 35, pump driving torque can be distributed to an electric motor 47 and an engine, and the load of a motor can be mitigated. The following formulas show the partition ratio of pump driving torque.

[0050]

Engine assignment torque $T_e = [Z_s/(Z_r+Z_s)]$, T_p — (4) Motor assignment torque $T_m = [Z_r/(Z_r+Z_s)]$, T_p — (5) It corrects. T_p It is the driving torque of an oil pump, and as shown in these formulas, the torque which an electric motor 47 shares is decreasing compared with the case where a pump is driven, by the motor independent, and the miniaturization and lightweight-izing of an electric motor 47 of it are attained.

[0051] Drawing 7 is the sectional view showing the part corresponding to drawing 2 of the gestalt of said operation in the automatic gear for automobiles which is the gestalt of other operations of this invention.

[0052] When an one way clutch 49, i.e., an one-way clutch, is formed between the 2nd driving shaft 38 and the gear housing 40 with which the ring wheel 39 was formed, the motor main shaft 48 rotates normally, that rotation is transmitted to a ring wheel 39 and a ring wheel 39 is reversed, the inversion of the motor main shaft 48 is regulated and it is made possible [a ring wheel 39] only for normal rotation, if it is in this automatic gear. It becomes unnecessary that this uses a motor with a brake like the g stalt of operation mentioned above. That is, since the gear housing 40 supports the torque generated in a ring wheel 39 according to the reaction of a pump drive through an one-way clutch 49 when an

lectric motor 47 cannot be started, an oil pump 30 will be driven only with an engine. Since an one-way clutch 49 is small, its torque load capacity is high and there are few limits to an operating environment compared with a brake, it can do [forming an electric motor 47 into small lightweight as compared with the case where a motor with a brake is used, or]. However, since it becomes impossible to use the low rotating part of the pump realized by an electric motor 47 being reversed among the pump rotation regions shown by drawing 6 , it is necessary to choose according to the range of fluctuation of the consumption flow rate of a hydraulic system.
 [0053] Drawing 8 is the skeleton Fig. showing the important section of the automatic gear for automobiles which is the g stalt of other operations of this invention, and drawing 9 R> 9 is the skeleton Fig. showing the part which meets the C-C line in drawing 8 .

[0054] As mentioned above, the power composition function of an epicyclic gear device, i.e., a

planetary-gear train, distributes the driving torque of an oil pump 30 to an engine and an electric motor 47, and there is a property that the one where the rate of a torque assignment is larger governs a pump rotational frequency more strongly. Generally, in a single pinion planetary-gear train, it is $Zr/Zs = 1.5 - 3$ and, thereby, the rate of an assignment of a motor is 60% - 75%. If the input member of a planetary-gear train is reversed, a sun gear is connected with the motor main shaft 48 of an electric motor 47 and a ring wheel 39 is connected with an engine, a field with few rates of a motor assignment (40% - 25%) can be covered easily. When there are few rates of a motor assignment than 25%, or if the field exceeding 75% also sets a remarkable large item as a ring wheel 39, it can realize, but having no motor or since a difference only with a motor decreases, there are few practical demands.

[0055] If it is in the gestalt of operation shown in drawing 8 and drawing 9, near 50% of rates of an assignment which it is considered for there to be a practical demand and cannot be applied in a single pinion planetary-gear train is realizable.

[0056] If it is in the gestalt of this operation, a sun gear 37 is attached in the 1st driving shaft 36 like the case where it mentions above, and this driving shaft 36 is connected through the chain 46 to the engine-torque transfer shaft 9 directly linked with the engine crankshaft 1. On the other hand, a carrier 42 is connected with the motor main shaft 48 as shown in drawing 8 through the 2nd driving shaft 38, and the ring wheel 39 is connected through the pump drive shaft 41 in the air, the inner rotor 34, i.e., the mechanical component, of an oil pump 30. 2nd pinion gear 43b which gears to 1st pinion gear 43a which gears to a ring wheel 39, and this pinion gear 43a and sun gear 37 becomes a carrier 42 with a pair, it is equipped free [two or more pair rotation], and this power composition device 35 is the epicyclic gear device of a double pinion planetary-gear train, i.e., a double pinion type.

[0057] The rate relational expression and torque relational expression of this double pinion planetary-gear train are as follows.

[0058]

omegar-(Zr-Zs)+omegas and $Zs=\omega r \times Zr$ -- (6) Engine assignment torque $T_e = (Zs/Zr)$, T_p -- (4) Motor assignment torque $T_m = \{ (Zr-Zs) / Zr \} T_p$ -- (5) If referred to as $Zr/Zs = 2$ Since the rate of a motor assignment becomes 50%, it can make the power composition device 35 the rate of a motor assignment which is hard to obtain in a double pinion planetary-gear train, then a single pinion planetary-gear train, and can complement a single pinion planetary-gear train.

[0059] Even if it is in this type of power composition device 35, a sun gear 37 is looked like [the motor main shaft 48], it drives more, and you may make it drive a carrier 42 with an electric motor 47, and may make it form the one-way clutch 49 which prevents the inversion of the motor main shaft 48 in the power composition device 35.

[0060] It cannot be overemphasized that it can change variously in the range which this invention is not limited to the gestalt of said operation, and does not deviate from the summary.

[0061] For example, although the torque converter 2 is formed in the drive system shown in drawing 1, this invention can be applied also when it does not have this. Moreover, although drawing 1 shows the drive system which has a nonstep variable speed gear 4 as an automatic transmission, also when it has a multistage type automatic transmission, it can be considered as the configuration illustrating the oil pump for the drive of the gear change element which constitutes it.

[0062]

[Effect of the Invention] Only an engine or an electric motor can drive an oil pump with both an engine and an electric motor, without enlarging a change gear, since one oil pump for operating the gear change element in an automatic transmission can be driven with an engine and an electric motor according to this invention.

[0063] Even if it makes it lower the rotational frequency of an idling, it becomes unnecessary to make the capacity of an oil pump enlarge.

[0064] Even if it makes it stop rotation of an idling at the time of a car halt, actuation of an automatic transmission can be immediately made into a stable state immediately after engine starting.

[0065] Even when the viscosity of hydraulic oil is high, an oil pump can be started and an automatic transmission can be operated certainly.

[0066] By making an epicyclic gear device into a power composition device, engine power and electric motor power can be compounded in the limited tooth space, it can transmit to an oil pump, and, moreover, the rate of a burden of the pump driving torque for driving an oil pump with an electric motor

can be changed easily.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the skeleton Fig. showing the drive system which has the automatic gear for automobiles which is the gestalt of 1 operation of this invention.

[Drawing 2] It is the sectional view expanding and showing the important section of drawing 1.

[Drawing 3] It is the sectional view showing the oil pump seen from the direction which meets the A-A line in drawing 2.

[Drawing 4] It is the skeleton Fig. showing the power composition device seen from the direction in which the B-B line in drawing 2 is met.

[Drawing 5] It is the block diagram showing the control unit for controlling rotation of an electric motor.

[Drawing 6] It is the characteristic ray Fig. showing the operational characteristic of an oil pump shown in drawing 2.

[Drawing 7] It is the sectional view showing the part corresponding to drawing 2 of the gestalt of said operation in the automatic gear for automobiles which is the gestalt of other operations of this invention.

[Drawing 8] It is the skeleton Fig. showing the important section of the automatic gear for automobiles which is the gestalt of other operations of this invention.

[Drawing 9] It is the skeleton Fig. showing the part which meets the C-C line in drawing 8.

[Description of Notations]

1 Crankshaft

2 Torque Converter

9 Engine-Torque Transfer Shaft

29 Gearbox Casing

30 Oil Pump

32 Pump Body

33 Outer Rotor

34 Inner Rotor

35 Power Composition Device

36 1st Driving Shaft

37 Sun Gear

38 2nd Driving Shaft

39 Ring Wheel

41 Pump Drive Shaft

42 Carrier

43, 43a, 43b Pinion gear

44 45 Sprocket

47 Electric Motor

48 Motor Main Shaft

49 One-way Clutch

[Translation done.]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(51) Int.Cl.
 F 16 H 61/00
 3/44
 37/02
 37/06

識別記号

F I
 F 16 H 61/00
 3/44
 37/02
 37/06

テマコト[®] (参考)
 3 J 0 2 8
 B 3 J 5 5 2
 P
 D

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2000-103549(P2000-103549)

(71)出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(22)出願日 平成12年4月5日(2000.4.5)

(72)発明者 小川 浩

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士
重工業株式会社内

(74)代理人 100080001

弁理士 简井 大和 (外2名)

(54)【発明の名称】自動車用自動変速装置

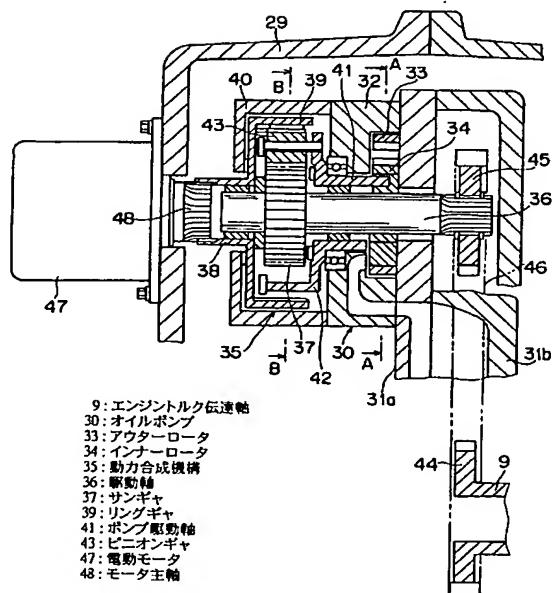
最終頁に続く

(57)【要約】

【課題】 1つのオイルポンプを用いて低アイドル化と
アイドルストップ化を達成し、作動油の粘度が高い場合
にも自動変速機を確実に作動させることができるように
する。

【解決手段】 エンジンのクランク軸の回転を変速して
駆動輪に伝達する自動変速機を構成する変速要素に作動
油を供給するオイルポンプ30と、動力合成機構35と
しての遊星歯車機構とを有している。遊星歯車機構はエ
ンジンにより駆動される駆動軸36に設けられたサンギ
ヤ37と、電動モータ47により駆動されるリングギヤ
39とを有し、サンギヤ37とリングギヤ39とに噛み
合うピニオンギヤ43が設けられたキャリア42はオイ
ルポンプ30に連結されたポンプ駆動軸41に連結され
ている。これにより、オイルポンプ30はエンジン動力
とモータ動力とにより駆動される。

図 2



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンのクランク軸の回転を変速して駆動輪に伝達する自動変速機を有する自動車用自動変速装置において、

前記自動変速機を構成する変速要素に作動油を供給するオイルポンプと、

前記エンジンにより駆動されるエンジントルク伝達軸の動力と、電動モータにより駆動されるモータ主軸の動力を合成して前記オイルポンプに伝達する動力合成機構とを有し、

前記オイルポンプをエンジン動力とモータ動力とにより駆動するようにしたことを特徴とする自動車用自動変速装置。

【請求項2】 請求項1記載の自動車用自動変速装置において、前記動力合成機構はサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、前記サンギヤと前記リングギヤとに噛み合うピニオンギヤを回転自在に支持するキャリアとを有するシングルピニオンプラネットリギヤ列であり、前記キャリアをポンプ駆動軸に連結し、前記リングギヤと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする自動車用自動変速装置。

【請求項3】 請求項1記載の自動車用自動変速装置において、前記動力合成機構はサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、当該リングギヤに噛み合う第1のピニオンギヤおよび前記サンギヤと前記第1のピニオンギヤとに噛み合う第2のピニオンギヤをそれぞれ回転自在に支持するキャリアとを有するダブルピニオンプラネットリギヤ列であり、前記リングギヤを前記ポンプ駆動軸に連結し、前記キャリアと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする自動車用自動変速装置。

【請求項4】 請求項1～3のいずれか1項に記載の自動車用自動変速装置において、前記モータ主軸の逆転を防止するワンウェイクラッチを有することを特徴とする自動車用自動変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は自動変速機の変速要素を作動するためのオイルポンプを有する自動車用自動変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 自動車用の自動変速装置としては、遊星歯車機構つまりプラネットリギヤ列を有する多段式自動変速機と、ベルトを用いて無段階に自動変速操作を行うベルト式無段変速機構(CVT)とがあり、いずれの自動変速機においても変速機を構成する変速要素をオイルポンプにより発生する油圧によって駆動するようにしており、オイルポンプはエンジンのクランク軸に直結されて

エンジンにより駆動されるようになっている。

【0003】 オイルポンプの駆動トルク T_p は以下に示す(1)式で表され、駆動トルク T_p はエンジントルクの一部を消費するためになるべく小さいことが望ましい。

$$[0004] T_p = V_{th} \cdot P / (2\pi) / \eta_m \quad \dots (1)$$

ただし、 η_m はポンプの機械効率であり、 V_{th} はポンプの1回転あたりの吐出量であり、 P は吐出圧である。

【0005】 オイルポンプをエンジンに直結して駆動することは機構を簡素化する上で望ましいが、特に高回転域では自動変速機が必要とする以上の油量をオイルポンプが吐出することになるので、高回転域では動力損失が発生する。

【0006】 一方、オイルポンプによる消費動力 L は以下に示す(2)式で表される。

$$[0007] L = P \cdot Q \quad \dots (2) \quad \text{ただし、} P \text{ は吐出圧} \\ \text{であり、} Q \text{ は単位時間当たりの吐出量である。}$$

【0008】 ポンプの消費動力 L はエンジンの動力損失となるので、作動油圧を最小限にすることによって制御したり、ポンプの駆動効率を高めるためにポンプの小容量化を達成することが多段式自動変速機およびベルト式無段変速機のいずれにおいても常に技術的課題として取り組まれており、従来、オイルポンプの動力損失を低減するために以下の技術が提案されている。

【0009】 たとえば、先行例1(特開平3-213772号公報)は、オイルポンプに2つの吐出ポートを設けるようにしたCVTの油圧制御装置を開示しており、エンジンの回転が高い場合には片方の吐出ポートからの作動油を吸入ポートに還流させるようにして高回転域におけるポンプの動力損失を低減させるようしている。

【0010】 先行例2(特開平10-331677号公報)は、アイドルストップ機能に対応したCVTを実現するために、エンジン駆動ポンプとモータ駆動ポンプとの2つのオイルポンプを有する自動変速装置を開示しており、これら2つのオイルポンプの吐出口はそれぞれチェック弁を介してライン圧回路に接続され、エンジン駆動ポンプとモータ駆動ポンプとの切換を逐一的に行えるようにしている。

【0011】 先行例3(特開平10-89445号公報)は、オイルポンプを電動モータによって駆動するようにした多

段式自動変速機を開示しており、ポンプの作動回転数をエンジン回転数と無関係にすることにより、ポンプを高回転で駆動することで発生する動力損失を解消するようにし、さらに、アイドルストップにも対応可能となっている。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】 1. 低アイドル化

近年にあっては、燃費をより一層改善するために、信号待ちなどで停車しているときにアイドリングの回転数を下げようとする試みが進行している。アイドリング時の

最低エンジン回転数を下げるには、自動変速機の機能を

確保するためにオイルポンプの容量を増加させる必要が生じる。この場合には、先行例1の技術では、吐出容量を増加させて低アイドル化に対応する必要があり、エンジン回転が高い場合には吐出量の余剰分が増加し、動力損失を増大させることになる。

【0013】先行例2の場合でも、エンジン動作中はエンジン駆動ポンプのみが作動するので、低アイドル化にはエンジン駆動ポンプの容量を増加させねばならず、高回転時の動力損失はやはり増加することになる。

【0014】2. 車両停止時のアイドルストップ化

車両停止時の燃料消費を抑制するために、エンジン回転を選択的に停止することが一部で行われている。

【0015】先行例1の場合には、エンジン回転が停止すると油圧系の作動もストップし、停止中に各部の油圧シリングから作動油がリークし重力によるドレインにより作動油が油圧系から抜け出しているので、エンジン始動直後の一定の時間は油圧が安定しなくなる。このため、たとえば、信号待ちでアイドルストップすると、信号が変わって直ちに発進できることが要求されるが、このような時間遅れは急速な発進には好ましくない。

【0016】3. 電動ポンプを自動变速機に適用する場合の問題点

先行例3のように、自動变速機の油圧源をモータ駆動ポンプのみとする場合には、モータの起動信頼性が要求される。なぜならば、自動車は-30℃以下の極低温環境でも走行可能なことが要求されるが、このような環境では作動油の粘度が著しく高くなってしまい、電動モータに充分な発生トルクがないとオイルポンプを起動できなくなる。高トルクの電動モータを用いることは重量の増加を招くとともにコストを高めることになる。

【0017】本発明の目的は、1つのオイルポンプを用いて低アイドル化とアイドルストップ化を達成し、作動油の粘度が高い場合にも自動变速機を確実に作動させることができるようにすることにある。

【0018】

【課題を解決するための手段】本発明の自動車用自動变速装置は、エンジンのクランク軸の回転を变速して駆動輪に伝達する自動变速機を有する自動車用自动变速装置において、前記自动变速機を構成する变速要素に作動油を供給するオイルポンプと、前記エンジンにより駆動されるエンジントルク伝達軸の動力と、電動モータにより駆動されるモータ主軸の動力を合成して前記オイルポンプに伝達する動力合成機構とを有し、前記オイルポンプをエンジン動力とモータ動力とにより駆動するようにしたことを特徴とする。

【0019】本発明の自動車用自动变速装置は、前記動力合成機構がサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、前記サンギヤと前記リングギヤとに噛み合うピニオンギヤを回転自在に支持するキャリアとを有するシングルピニオンプラネットリギヤ列であり、前記キャリ

アをポンプ駆動軸に連結し、前記リングギヤと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする。

【0020】本発明の自動車用自动变速装置は、前記動力合成機構がサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、当該リングギヤに噛み合う第1のピニオンギヤおよび前記サンギヤと前記第1のピニオンギヤとに噛み合う第2のピニオンギヤをそれぞれ回転自在に支持するキャリアとを有するダブルピニオンプラネットリギヤ列であり、前記リングギヤを前記ポンプ駆動軸に連結し、前記キャリアと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする。

【0021】本発明の自動車用自动变速装置は、前記モータ主軸の逆転を防止するワンウェイクラッチを有することを特徴とする。

【0022】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0023】図1は本発明の一実施の形態である自動車用自动变速装置を有する駆動系を示すスケルトン図であり、自動变速機としてはベルト式無段变速機(CVT)が用いられている。図1に示すように、エンジン(図示省略)により駆動されるクランク軸1の回転は、発進装置としてのトルクコンバータ2と前後進切換装置3とを介して無段变速機4に伝達されるようになっている。

【0024】トルクコンバータ2はロックアップクラッチ5を有しており、ロックアップクラッチ5はタービン軸6に連結されている。ロックアップクラッチ5の一方側は供給室つまりアプライ室7aであり、他方側は開放室つまりリリース室7bであり、リリース室7b内に供給した油圧をアプライ室7aを介して循環させることによりトルクコンバータ2は作動状態となる。

【0025】クランク軸1はトルクコンバータ2のケーシング8に直結されており、このケーシング8にはエンジントルク伝達軸9が固定され、このエンジントルク伝達軸9はクランク軸1にケーシング8を介して直結されている。

【0026】前後進切換装置3はトルクコンバータ2の出力軸であるタービン軸6の回転を無段变速機4に正方向に伝達するための前進用クラッチ11と、逆方向に伝達するための後退用ブレーキ12とを有しており、クラッチ油室11aに油圧を供給して前進用クラッチ11を接続状態とすると、タービン軸6の回転は無段变速機4に正方向に伝達され、ブレーキ油室12aに油圧を供給して後退用ブレーキ12を接続状態とすると逆方向に減速して伝達される。

【0027】無段变速機4は前後進切換装置3に連結される入力軸つまりプライマリ軸13と、これと平行とな

った出力軸つまりセカンダリ軸14とを有している。プライマリ軸13にはプライマリブーリ15が設けられており、プライマリブーリ15はプライマリ軸13に固定された固定ブーリ15aと、これに対向してプライマリ軸13にボールスプラインなどにより軸方向に摺動自在に装着される可動ブーリ15bとを有し、ブーリのコン面間隔つまりブーリ溝幅が可変となっている。セカンダリ軸14にはセカンダリブーリ16が設けられており、セカンダリブーリ16はセカンダリ軸14に固定された固定ブーリ16aと、これに対向してセカンダリ軸14に可動ブーリ15bと同様に軸方向に摺動自在に装着される可動ブーリ16bとを有し、ブーリの溝幅が可変となっている。

【0028】プライマリブーリ15とセカンダリブーリ16との間にはベルト17が掛け渡されており、両方のブーリ15, 16の溝幅を変化させて、それぞれのブーリ15, 16に対する巻付け径の比率を変化させることにより、プライマリ軸13の回転がセカンダリ軸14に無段階に変速されて伝達されることになる。

【0029】セカンダリ軸14の回転は減速歯車およびディファレンシャル装置18を有する歯車列を介して車輪19a, 19bに伝達されるようになっており、前輪駆動車の場合には、車輪19a, 19bは前輪となり、四輪駆動車の場合には、ディファレンシャル装置18と後輪との間にエクステンション機構が設けられる。

【0030】プライマリブーリ15の溝幅を変化させるために、プライマリ軸13には円筒部とディスク部とを有するプランジャ21が固定され、このプランジャ21の外周面に摺動自在に接触するプライマリシリングダ22が可動ブーリ15bに固定されており、プランジャ21と可動ブーリ15bとの間には駆動油室23が形成されている。

【0031】セカンダリブーリ16の溝幅を変化させるために、セカンダリ軸14にはテーパー状の円筒部を有するプランジャ26が固定され、このプランジャ26の外周面に摺動自在に接触するセカンダリシリングダ27が可動ブーリ16bに固定されており、プランジャ26と可動ブーリ16bとの間には駆動油室28が形成されている。

【0032】前後進切換装置3および無段変速機4はトランスミッションケース29内に組み込まれており、無段変速機4に設けられた駆動油室23, 28や前後進切換装置3に設けられクラッチ油室11aおよびブレーキ油室12aなどの油圧によって作動する変速要素に対して作動油を供給するために、オイルポンプ30が設けられている。

【0033】図2は図1の要部を拡大して示す断面図であり、図3は図2におけるA-A線に沿う方向から見たオイルポンプ30を示す断面図であり、オイルポンプ30はトランスミッションケース29に固定されたリアカ

バー31aに取り付けられるポンプ本体32を有している。このオイルポンプ30はトロコイドポンプとなっており、ポンプ本体32内には、図3に示すように、アウターロータ33とインナーロータ34とが相互に偏心してそれぞれ回転自在に装着され、アウターロータ33にはインナーギヤ33aが設けられ、インナーロータ34にはアウターギヤ34aが設けられている。

【0034】ポンプ本体32には動力合成機構35が設けられており、動力合成機構35はポンプ本体32に取り付けられたギヤハウジング40内に組み込まれている。この動力合成機構35は第1駆動軸36に設けられた太陽歯車つまりサンギヤ37と、これと同心状に配置されて中空の第2駆動軸38に設けられた内歯歯車つまりリングギヤ39とを有し、第1駆動軸36の外側に回転自在に装着された中空のポンプ駆動軸41に設けられたキャリア42には、サンギヤ37とリングギヤ39とに噛み合う複数のピニオンギヤ43が回転自在に装着されている。このポンプ駆動軸41はオイルポンプ30の駆動部であるインナーロータ34に連結されている。

【0035】図4は図2におけるB-B線に沿う方向から見た動力合成機構35を示すスケルトン図であり、ピニオンギヤ43はそれぞれサンギヤ37とリングギヤ39とに噛み合うようになっており、図2に示す動力合成機構35はシングルルピニオンプラネットリギヤ列つまりシングルルピニオン式の遊星歯車機構となっている。

【0036】図1に示すように、クランク軸1にはトルクコンバータ2のケーシング8を介してエンジントルク伝達軸9が直結されており、このエンジントルク伝達軸9には駆動側スプロケット44が固定され、第1駆動軸36に固定された従動側スプロケット45と駆動側スプロケット44にはチェーン46が装着されており、第1駆動軸36はエンジンにより駆動されるようになっている。これらのスプロケット44, 45およびチェーン46は、リアカバー31aに固定されるフロントカバー31bにより覆われている。

【0037】図2に示すように、トランスミッションケース29には電動モータ47が取り付けられ、この電動モータ47のモータ主軸48は第2駆動軸38に直結され、キャリア42が設けられたポンプ駆動軸41はオイルポンプ30のポンプ駆動部としてのインナーロータ34に連結されている。

【0038】これにより、サンギヤ37は第1駆動軸36を介してエンジンに連結され、リングギヤ39は第2駆動軸38を介してモータ主軸48に連結されており、オイルポンプ30はエンジン動力とモータ動力とが動力合成機構35により合成されてポンプ駆動部としてのインナーロータ34に伝達されるようになっている。ただし、サンギヤ37を電動モータ47により駆動し、リングギヤ39をエンジンにより駆動するようにしても良い。

【0039】図5は電動モータ47の回転を制御するためのコントロールユニット50を示すブロック図であり、目標モータ回転設定部51と、目標値に従ってモータ駆動を行うモータドライバ52と、フェイル検出部53とを有し、モータ回転数は電動モータ47に取り付けられた回転センサ54の信号をもとにモータドライバ52にフィードバック制御される。

【0040】目標のモータ回転数を決定するために、目標モータ回転設定部51には、スロットル開度信号55、エンジン回転数信号56、車速信号57、レンジスイッチ信号58、ブレーキスイッチ信号59および作動油の油温信号60がそれぞれ送られるようになってい

る。

【0041】目標モータ回転設定部51には、エンジン協調信号61と、変速機協調信号62とを送ったり受けとるための双方向の信号線が接続されている。エンジン協調信号61は、たとえばエンジンからのアイドルストップ予告信号を受け取ったり、モータフェイル時には逆にアイドルストップ禁止信号を送り出す。変速機協調信号62は、たとえばポンプ回転アップ要求を受け取ったり、フェイル信号を送り出して変速機にロックアップスケジュールや変速ラインの変更を行わせる。

【0042】一般にシングルプラネットリギヤ列の速度関係式は以下の(3)式で表され、ポンプ回転数 ω_c はエンジン回転数 ω_s とモータ回転数 ω_r との和になる。

【0043】 $\omega_r \cdot Z_r + \omega_s \cdot Z_s = \omega_c \times (Z_r + Z_s)$ …(3) ただし、 Z_r はリングギヤの歯数であり、 Z_s はサンギヤの歯数である。

【0044】図6は(3)式の関係を図式化した特性線図であり、この図にあっては、エンジン回転数 ω_s が一定の条件で横軸にモータ回転数 ω_r を縦軸にポンプ回転数 ω_c を示している。モータ回転数 ω_r が0となっているときのポンプ回転数 ω_c は、 $\{Z_s / (Z_r + Z_s)\} \cdot \omega_s$ となり、エンジン回転数に対して減速された回転数でオイルポンプ30は駆動されることになる。モータ*

$$\text{エンジン分担トルク } T_e = \{Z_s / (Z_r + Z_s)\} \cdot T_p \quad \dots(4)$$

$$\text{モータ分担トルク } T_m = \{Z_r / (Z_r + Z_s)\} \cdot T_p \quad \dots(5)$$

ただし、 T_p はオイルポンプの駆動トルクであり、これらの式から分かるように、電動モータ47が分担するトルクは、モータ単独でポンプを駆動する場合に比べて減少しており、電動モータ47の小型化および軽量化が可能となる。

【0051】図7は本発明の他の実施の形態である自動車用自動变速装置における前記実施の形態の図2に対応する部分を示す断面図である。

【0052】この自動变速装置にあっては、リングギヤ39が設けられた第2駆動軸38とギヤハウジング40との間に一方向クラッチつまりワンウェイクラッチ49を設け、モータ主軸48が正転したときにその回転をリングギヤ39に伝達し、リングギヤ39が逆転した場合

*回転数 ω_r を上昇させてエンジン回転数 ω_s と一致すると、ポンプ回転数 ω_c もエンジン回転数 ω_s と同一となり、さらにモータ回転数 ω_r を上昇させるとエンジン回転数 ω_s を越えた回転数でポンプを駆動することができる。

【0045】したがって、図示する自動变速装置にあっては、エンジンが低回転のときにも電動モータ47の回転を上昇させることで必要な作動油の流量を確保することができる。特に、エンジン停止中でも電動モータ47によりオイルポンプ30を駆動することができる。

【0046】逆に、電動モータ47の回転を低くすれば、オイルポンプ30の回転数が減少するので、動力損失を減らすことができる。オイルポンプの回転数をさらに低くしたい場合には、電動モータ47を逆転させる。逆転の場合には、エンジントルクの一部を電動モータ47が吸収することになるため、電動モータ47に回生回路を接続すれば、電気エネルギーとして利用するができ、効率良くオイルポンプ30の回転数を制御することができる。

【0047】電動モータ47が起動不能の場合でもエンジン回転によりオイルポンプを駆動することができる。自動变速装置の信頼性を向上させることができる。

【0048】特に、電動モータ47としてブレーキ付きモータ、つまり非通電時にはモータの回転をロックする電磁石式のメカニカルブレーキ付きモータを使用すると、コイルの断線やドライバ回路破損などでモータが空転状態となっても、エンジンのみでポンプを駆動することができるので、自動变速装置の信頼性を高めることができます。

【0049】さらに、動力合成機構35としてプラネットリギヤ列を使用したので、ポンプ駆動トルクを電動モータ47とエンジンとに分配することができ、モータの負荷を軽減することができる。以下の式はポンプ駆動トルクの分配率を示す。

【0050】

$$\text{エンジン分担トルク } T_e = \{Z_s / (Z_r + Z_s)\} \cdot T_p \quad \dots(4)$$

$$\text{モータ分担トルク } T_m = \{Z_r / (Z_r + Z_s)\} \cdot T_p \quad \dots(5)$$

にはモータ主軸48の逆転を規制してリングギヤ39が正転のみ可能となるようにしている。これにより、前述

した実施の形態のようにブレーキ付きモータを用いることは不要となる。つまり、電動モータ47が起動できないときには、ポンプ駆動の反作用によりリングギヤ39に発生するトルクはワンウェイクラッチ49を経てギヤハウジング40が支持するので、オイルポンプ30はエンジンのみにより駆動されることになる。ワンウェイクラッチ49は小型でトルク負荷能力が高く、使用環境に対する制限がブレーキに比べて少ないので、ブレーキ付きモータを使用する場合に比して電動モータ47を小型軽量化することができる。ただし、図6で示したポンプ回転域のうち、電動モータ47が逆転することで実現す

るポンプの低回転部分は使用できなくなるので、油圧システムの消費流量の変動幅に応じて選択する必要がある。

【0053】図8は本発明の他の実施の形態である自動車用自動変速装置の要部を示すスケルトン図であり、図9は図8におけるC-C線に沿う部分を示すスケルトン図である。

【0054】前述したように、遊星歯車機構つまりプラネタリギヤ列の動力合成機能によりオイルポンプ30の駆動トルクをエンジンと電動モータ47に分配し、トルク分担率の大きい方がポンプ回転数をより強く支配する特性がある。一般にシングルピニオンプラネタリギヤ列では、 $Z_r / Z_s = 1.5 \sim 3$ であり、これによりモータの分担率は60%~75%である。プラネタリギヤ列の入力部材を逆転してサンギヤを電動モータ47のモータ主軸48に連結し、リングギヤ39をエンジンに連結すれば、容易にモータ分担率の少ない領域(40%~25%)をカバーすることができる。モータ分担率が25%よりも少ない場合、あるいは75%を越える領域もリングギヤ39に著しく大きい諸元を設定すれば実現できるが、モータ無あるいはモータのみとの差異が少なくなため実用上の要求は少ない。

$$\omega_r \cdot (Z_r - Z_s) + \omega_s \cdot Z_s = \omega_r \times Z_r \quad \dots(6)$$

$$\text{エンジン分担トルク } T_e = (Z_s / Z_r) \cdot T_p \quad \dots(4)$$

$$\text{モータ分担トルク } T_m = \{ (Z_r - Z_s) / Z_r \} T_p \quad \dots(5)$$

$Z_r / Z_s = 2$ とすれば、モータ分担率は50%となるから、動力合成機構35をダブルピニオンプラネタリギヤ列とすれば、シングルピニオンプラネタリギヤ列では得にくいモータ分担率とすることができる、シングルピニオンプラネタリギヤ列の補完をすることができる。

【0059】このタイプの動力合成機構35にあっても、サンギヤ37をモータ主軸48により駆動し、キャリア42を電動モータ47により駆動するようにしても良く、動力合成機構35にモータ主軸48の逆転を阻止するワンウェイクラッチ49を設けるようにしても良い。

【0060】本発明は前記実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることはいうまでもない。

【0061】たとえば、図1に示す駆動系にはトルクコンバータ2が設けられているが、これを有しない場合にも本発明を適用することができる。また、図1は自動変速機として無段変速機4を有する駆動系を示すが、多段式自動変速機を有する場合にもそれを構成する変速要素の駆動のためのオイルポンプを図示した構成とすることができる。

【0062】

【発明の効果】本発明によれば、自動変速機における変速要素を作動するための1つのオイルポンプをエンジンと電動モータにより駆動することができるので、変速

* 【0055】図8および図9に示す実施の形態にあっては、実用上の要求があると考えられ、かつシングルピニオンプラネタリギヤ列では適用できない分担率50%付近を実現することができる。

【0056】この実施の形態にあっては、サンギヤ37は前述した場合と同様に第1駆動軸36に取り付けられ、この駆動軸36はエンジンのクランク軸1に直結されたエンジントルク伝達軸9に対してチェーン46を介して連結されている。一方、キャリア42は第2駆動軸10を介して図8に示すようにモータ主軸48に連結され、リングギヤ39は中空のポンプ駆動軸41を介してオイルポンプ30のインナーロータ34つまり駆動部に連結されている。キャリア42には、リングギヤ39に噛み合う第1のピニオンギヤ43aと、このピニオンギヤ43aとサンギヤ37とに噛み合う第2のピニオンギヤ43bとが対となって複数対回転自在に装着されており、この動力合成機構35はダブルピニオンプラネタリギヤ列つまりダブルピニオン式の遊星歯車機構となっている。

【0057】このダブルピニオンプラネタリギヤ列の速度関係式およびトルク関係式は以下のようになる。

* 【0058】

装置を大型化することなく、エンジンまたは電動モータのみあるいはエンジンと電動モータの両方でオイルポンプを駆動することができる。

【0063】アイドリングの回転数を下げるようにしてもオイルポンプの容量を大型化させることが不要となる。

【0064】車両停止時にアイドリングの回転を停止させるようにもしても、エンジン始動直後に直ちに自動変速機の作動を安定状態とすることができます。

【0065】作動油の粘度が高い場合でも、オイルポンプを起動させて自動変速機を確実に作動させることができます。

【0066】遊星歯車機構を動力合成機構とすることにより、限られたスペース内でエンジン動力と電動モータ40動力を合成してオイルポンプに伝達することができ、しかも、電動モータによりオイルポンプを駆動するためのポンプ駆動トルクの負担率を容易に変更することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施の形態である自動車用自動変速装置を有する駆動系を示すスケルトン図である。

【図2】図1の要部を拡大して示す断面図である。

【図3】図2におけるA-A線に沿う方向から見たオイルポンプを示す断面図である。

【図4】図2におけるB-B線に沿う方向から見た動力

合成機構を示すスケルトン図である。

【図5】電動モータの回転を制御するためのコントローラユニットを示すブロック図である。

【図6】図2に示したオイルポンプの作動特性を示す特性線図である。

【図7】本発明の他の実施の形態である自動車用自動変速装置における前記実施の形態の図2に対応する部分を示す断面図である。

【図8】本発明の他の実施の形態である自動車用自動変速装置の要部を示すスケルトン図である。

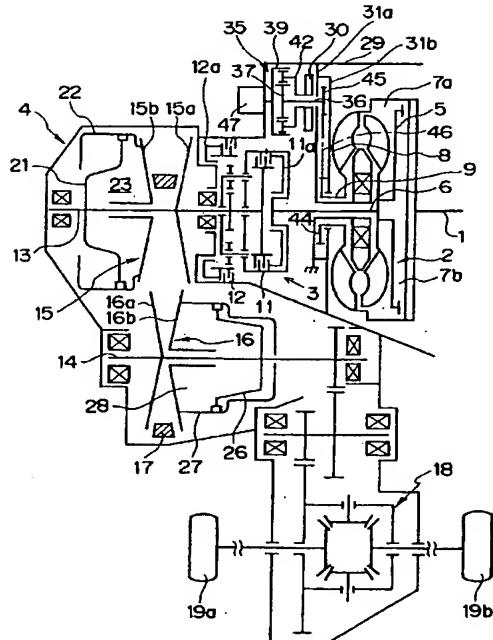
【図9】図8におけるC-C線に沿う部分を示すスケルトン図である。

【符号の説明】

1 クランク軸
 2 トルクコンバータ
 9 エンジントルク伝達軸
 29 トランスマッショングース

[圖 1]

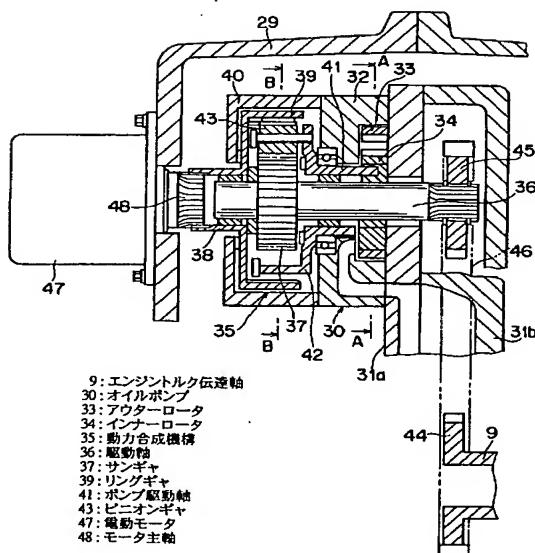
图 1



3 0	オイルポンプ
3 2	ポンプ本体
3 3	アウターロータ
3 4	インナーロータ
3 5	動力合成機構
3 6	第1駆動軸
3 7	サンギヤ
3 8	第2駆動軸
3 9	リングギヤ
4 1	ポンプ駆動軸
4 2	キャリア
4 3,	4 3 a, 4 3 b ピニオンギヤ
4 4,	4 5 スプロケット
4 7	電動モータ
4 8	モータ主軸
4 9	ワンウエイクラッチ

[図2]

図 2



【图3】

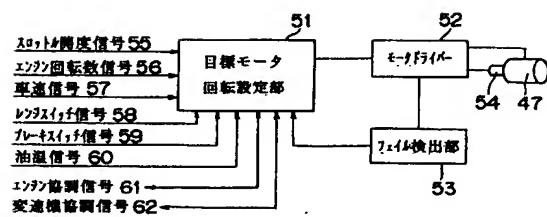
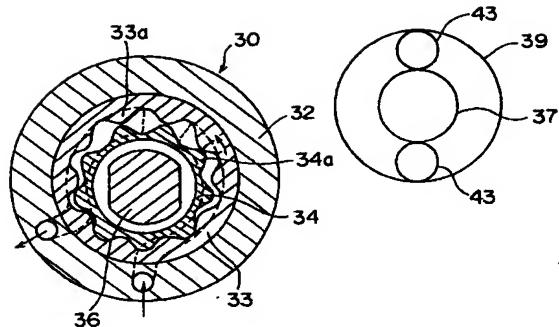
【図4】

【図5】

図 3

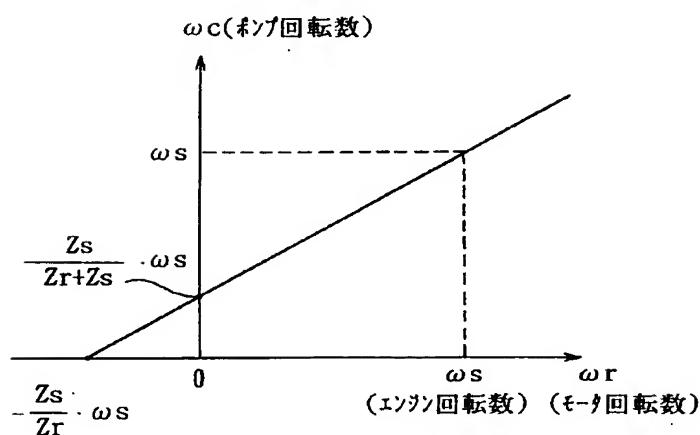
4

图 5



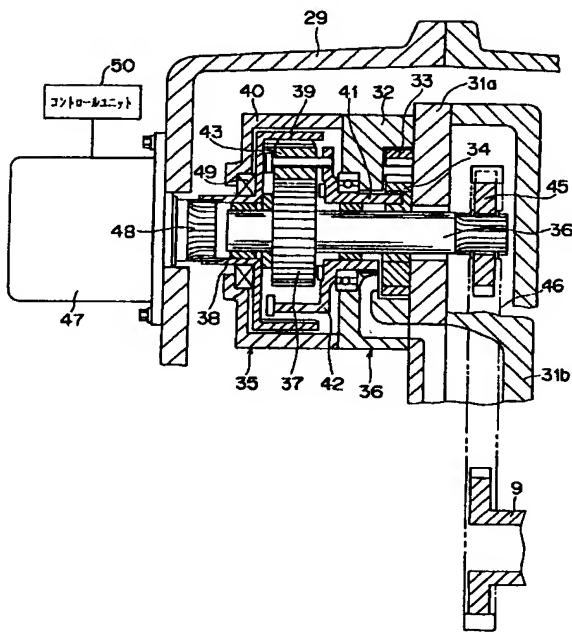
〔图6〕

图 6



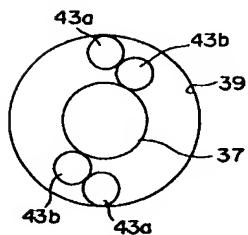
【图7】

图 7



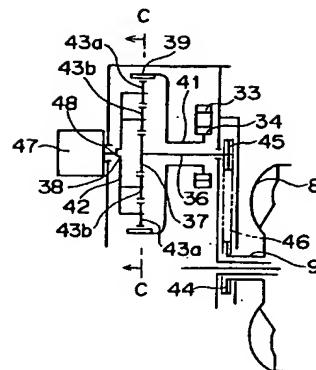
【图9】

圖 9



【図8】

図 8



フロントページの続き

F ターム(参考) 3J028 EA27 EB10 EB16 EB44 EB54
 EB62 EB63 EB66 FA46 FB06
 FC13 FC23 FC32 FC42 FC65
 GA02
 3J552 MA02 MA07 MA12 NA01 NB01
 PA20 RB03 RB17 RC13 SA08
 SA09 SA20 SA36 SA52 VA50Z
 VB01W VB16Z VC01W VC03W

THIS PAGE BLANK (USPTO)